

## Method of controlling the surge limit of turbocompressors

Patent Number:  US4831535  
Publication date: 1989-05-16  
Inventor(s): BLOTENBERG WILFRIED (DE)  
Applicant(s): GUTEHOFFNUNGSHUETTE MAN (DE)  
Requested Patent:  DE3544822  
Application Number: US19860940980 19861212  
Priority Number(s): DE19853544822 19851218  
IPC Classification: F04D27/02; G04B13/02  
EC Classification: F04D27/02B  
Equivalents:  EP0228665, A3, B1, JP62147096

### Abstract

A method and apparatus for controlling the surge limit of a turbocompressor utilizes continuously measured pressure and temperature values at the suction and outlet sides of the compressor. A relief valve connected to the outlet side of the compressor is controlled as a function of the distance between a working point and a surge limit line or blow-off line of a characteristic graph produced by characteristic graph coordinates that are computed using the pressure and temperature values. The actual value of another operating parameter that is independent of the pressure and the temperature values, such as the speed of the turbine for the turbocompressor, for example, is used. This operating parameter defines a family of characteristic lines on the characteristic graph. A set-point value for the characteristic graph coordinates is then obtained using the characteristic line of the operating parameter which passes through the working point. If the set point value thus found does not correspond to the actual value for the operating parameter, a control signal is generated which can either be used to influence the relief valve or for generating a warning signal.

.....  
Data supplied from the esp@cenet database - I2



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift  
⑪ DE 3544822 A1

⑤1 Int. Cl. 4:  
F04D 27/02

②1 Aktenzeichen: P 35 44 822.9  
②2 Anmeldetag: 18. 12. 85  
④3 Offenlegungstag: 19. 6. 87

DE 3544822 A1

⑦1 Anmelder:  
MAN Gutehoffnungshütte GmbH, 4200 Oberhausen,  
DE

⑦4 Vertreter:  
Delfs, K., Dipl.-Ing., 2000 Hamburg; Moll, W.,  
Dipl.-Phys. Dr.rer.nat., 8000 München; Mengdehl, U.,  
Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.; Niebuhr, H., Dipl.-Phys.  
Dr.phil.habil., 2000 Hamburg; Glawe, U., Dipl.-Phys.  
Dr.rer.nat., Pat.-Anw., 8000 München

⑦2 Erfinder:  
Blotenberg, Wilfried, Dipl.-Ing., 4220 Dinslaken, DE

⑤6 Recherchenergebnisse nach § 43 Abs. 1 PatG:

DE-OS 31 05 376  
EP 0140 499  
EP 00 58 305

⑤4 Verfahren zur Pumpgrenzregelung von Turbokompressoren

Bei einem Verfahren zur Pumpgrenzregelung von Turbo-  
kompressoren, bei dem in Abhängigkeit von der Annähe-  
rung des Arbeitspunktes im Kennfeld an eine Abblaselinie  
ein Abblaseventil gesteuert wird, wird erfindungsgemäß  
zusätzlich der Istwert eines weiteren Betriebsparameters  
überwacht und mit dem dem momentanen Arbeitspunkt  
zugeordneten Sollwert dieses Parameters verglichen. Eine  
Abweichung vom Ist- und Sollwert zeigt an, daß die zur Be-  
rechnung des Kennfeldes verwendeten Größen nicht mehr  
korrekt sind und die in diesem Kennfeld definierte Abblase-  
linie nicht mehr den richtigen Sicherheitsabstand von der  
tatsächlichen Pumpgrenze hat, was z. B. auf Verschmutzung  
oder sonstigen Geometrieänderungen des Kompressors  
beruhen kann. Abhängig vom Ist-Sollwert-Vergleich wird  
dann ein Korrektursignal zur Steuerung des Abblaseventils,  
und/oder ein Warnsignal erzeugt.

DE 3544822 A1

## Patentansprüche

1. Verfahren zur Pumpgrenzregelung von Turbokompressoren, bei dem aus laufend gemessenen Meßwerten von saug- und auslaßseitigen Drücken und Temperaturen die Kennfeldkoordinaten des momentanen Arbeitspunktes des Kompressors berechnet werden und in Abhängigkeit vom Abstand des Arbeitspunktes von einer im Kennfeld vorgegebenen Pumpgrenzlinie und/oder Abblaselinie das Öffnen bzw. Schließen eines vom Kompressorausgang abzweigenden Entlastungsventils gesteuert wird, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Istwert eines von den saug- und druckseitigen Meßwerten unabhängigen Betriebsparameters der eine Kennlinienschar im Kennfeld definiert, als Überwachungsparameter laufend gemessen wird, daß aus den Kennfeldkoordinaten derjenige Sollwert des Überwachungsparameters, der der durch den Arbeitspunkt verlaufenden Kennlinie zugeordnet ist, bestimmt und mit dem gemessenen Istwert des Überwachungsparameters verglichen wird, und daß bei Abweichung des Istwertes vom Sollwert des Überwachungsparameters ein die Steuerung des Entlastungsventils beeinflussendes Korrektursignal und/oder ein Warnsignal erzeugt wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß als Kennfeldkoordinaten die adiabate Förderhöhe ( $\Delta h_{ad}$ ) und der Ansaugvolumenstrom ( $\dot{V}$ ) aus den Meßwerten errechnet werden.
3. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß als Überwachungsparameter die Drehzahl ( $n$ ) des Kompressors bestimmt wird.
4. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß vor oder in Abständen während des Betriebes des Kompressors mit dem jeweils vorliegenden Fördergas der Kompressor mit einem Normgas bekannter Zusammensetzung betrieben wird und daß bei diesem Betrieb mit Normgas bei einer Abweichung des Istwertes vom Sollwert des Überwachungsparameters ein die Verschmutzung des Kompressors anzeigendes Warnsignal erzeugt wird.
5. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei jeder Änderung der Zusammensetzung des dem Kompressor zugeführten Fördergases der Überwachungsparameter gemessen und bei Abweichung seines Istwertes vom Sollwert das Korrektursignal erzeugt wird.
6. Verfahren nach Anspruch 1, bei dem der Istwert ( $\dot{V}_{ist}$ ) einer Kennfeldkoordinate ( $\dot{V}$ ) als Regelgröße mit einem durch Vergleich der anderen Kennfeldkoordinate ( $\Delta h_{ad}$ ) mit der Abblaselinie gewonnenen Sollwert ( $\dot{V}_{soll}$ ) verglichen wird und die so gewonnene Regeldifferenz einem Regler für das Entlastungsventil als Eingangsgröße zugeführt wird, dadurch gekennzeichnet, daß die durch Vergleich des Istwertes ( $n_i$ ) und Sollwertes ( $n_r$ ) des Überwachungsparameters gewonnene Korrekturgröße dem Istwert ( $\dot{V}_{ist}$ ) oder dem Sollwert ( $\dot{V}_{soll}$ ) der Regelgröße oder deren Regeldifferenz additiv und/oder multiplikativ aufgegeben wird.
7. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß anhand der Kennfeldkoordinaten des Arbeitspunktes der zu diesen gehörende Sollwert ( $n_r$ ) des Überwachungsparameters rechnerisch aufgrund vorgegebener, die Gaszusammensetzung berücksichtigender Formeln ermittelt wird oder in einem Matrixspeicher gespeichert ist und abgerufen wird.
8. Verfahren nach Anspruch 1, zur Pumpgrenzregelung einer mehrstufigen Kompressoranlage, dadurch gekennzeichnet, daß es nur für eine oder einen Teil der Kompressorstufen angewendet wird.

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Pumpgrenzregelung von Turbokompressoren von der im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen Art. Ein solches Verfahren ist aus "Nachrichten für den Maschinenbau" 5/82 bekannt.

Als Pumpen wird ein instabiler Zustand eines Turbokompressors bezeichnet, bei dem stoßweise oder periodisch Fördergas von der Druck- zur Saugseite zurückströmt. Das Pumpen tritt bei zu hohem Enddruck und/oder zu niedrigem Durchsatz auf. In dem durch Enddruck und Durchsatz oder davon abgeleiteten Koordinaten bestimmten Kennfeld kann deshalb eindeutig eine Linie definiert werden, die den stabilen vom instabilen Bereich trennt und als Pumpgrenze bezeichnet wird. Mittels der Pumpgrenzregelung soll verhindert werden, daß der Arbeitspunkt des Kompressors die Pumpgrenze erreicht und dadurch Pumpen eintritt. Hierzu wird in einem Sicherheitsabstand von der Pumpgrenze eine Abblaselinie im Kennfeld festgelegt. Wenn der Arbeitspunkt die Abblaselinie überschreitet, wird ein vom Kompressorausgang abzweigendes Entlastungsventil mehr oder weniger geöffnet, um Fördermedium abzublasen oder zur Saugseite umzublasen und dadurch den Enddruck zu senken bzw. den Durchsatz zu steigern.

Der Verlauf der Pumpgrenze und damit der Abblaselinie im Kennfeld liegt dann eindeutig und unveränderlich und von dem momentanen Betriebszustand unabhängig fest, wenn als Kennfeldkoordinaten die adiabate Förderhöhe  $\Delta h_{ad}$  und der Ansaugvolumenstrom  $\dot{V}$  verwendet werden. Aus den laufend gemessenen Betriebsgrößen des Kompressors, insbesondere Saug- und Enddruck sowie der Druckdifferenz an einer saugseitigen Drosselstelle, können diese Koordinaten errechnet werden nach den Formeln

$$\Delta h_{ad} = R \cdot z \cdot T_1 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (1)$$

$$\dot{V} = K \cdot R \cdot z \cdot \sqrt{\frac{\Delta P \cdot T_1}{P_1}} \quad (2)$$

wobei  $P_1$  der Saugdruck,  $P_2$  der Enddruck,  $\Delta P$  der Wirkdruck an einer saugseitigen Drosselstelle und  $T_1$  die

Temperatur an der Saugseite sind und diese Werte als ständig überwachte Meßwerte vorliegen.  $R_1$  ist die Gaskonstante und  $\kappa$  der Isentropenexponent des jeweiligen Fördergases, während  $K$  eine von der Geometrie der Drosselstelle im Kompressoreintritt abhängige Konstante ist. 2 ist ein konstanter Faktor (Realgasfaktor).

In dem durch  $\Delta h_{sd}$  und  $\dot{V}$  definierten Kennfeld ist die Lage der Pumpgrenze und damit auch der Abblaselinie unabhängig von Änderungen der in den Formeln (1) und (2) enthaltenen Parameter. Die Berechnung dieser Kennfeldkoordinaten aus den Meßwerten der Drücke und Temperaturen ist jedoch nur dann möglich, wenn die Werte für  $R$ ,  $\kappa$  und  $K$  bekannt sind. Bei gegebener, unveränderlicher Kompressor-geometrie und bei unveränderter Zusammensetzung des Fördergases können die Größen  $R$ ,  $\kappa$  und  $K$  einmal gemessen und dann als Konstanten behandelt werden. Eine Änderung der Zusammensetzung des Fördergases kann aber eine Änderung der zugehörigen Werte für  $R$  und/oder  $\kappa$  zur Folge haben. Diese Änderungen sind jedoch nicht direkt meßbar. In einem solchen Fall würde die Beibehaltung der bisherigen Werte für  $R$  und  $\kappa$  zu einer fehlerhaften Berechnung der Kennfeldkoordinaten führen, so daß auch die Pumpgrenze in dem so errechneten Kennfeld nicht mehr den richtigen Verlauf hat. Entsprechendes gilt, wenn sich z. B. durch Verschmutzung die effektive Kompressor-geometrie ändert.

Wird bei der Pumpgrenzregelung von einem solchermaßen unkorrekten Verlauf der Pumpgrenze und damit der Abblaselinie im Kennfeld Bezug genommen, dann führt dies entweder dazu, daß das Pumpen nicht mit Sicherheit verhindert wird oder daß das Öffnen des Entlastungsventils bereits in einem zu großen Sicherheitsabstand von der wahren Pumpgrenze ausgelöst wird, was zu unerwünscht hohen Leistungsverlusten des Kompressors führen kann.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Verfahren zur Pumpgrenzregelung der genannten Art anzugeben, welches es ermöglicht, durch Änderungen der Gaszusammensetzung und/oder durch z. B. verschmutzungsbedingte Änderungen der Kompressor-geometrie verursachte Auswirkungen auf die Lage der Pumpgrenze im verwendeten Kennfeld zu erfassen und entsprechende Korrekturen bei der Pumpgrenzregelung vorzunehmen.

Die Lösung der Aufgabe ist im Anspruch 1 angegeben. Die Unteransprüche beziehen sich auf vorteilhafte weitere Ausgestaltungen.

Bei der erfindungsgemäßen Lösung der Aufgabe wird davon ausgegangen, daß zu jedem Arbeitspunkt im stabilen Kennfeldbereich eine Kennlinie weitere eindeutige Parameter wie Drehzahl, Schaufelstellung, Leistung usw. gehören, so daß zwischen den Kennfeldkoordinaten des Arbeitspunktes und den Parametern jeweils ein eindeutiger Zusammenhang besteht. Aus den gemäß den obigen Formeln (1) und (2) errechneten Kennfeldkoordinaten kann somit anhand eines berechneten oder gemessenen Kennfelds ein zugehöriger Sollwert z. B. der Drehzahl  $n$  des Kompressors bestimmt werden. Weicht die tatsächlich gemessene Drehzahl von diesem Sollwert ab, dann bedeutet dies, daß auch der tatsächliche Arbeitspunkt von dem nach den Formeln (1) und (2) errechneten Arbeitspunkt abweicht, weil sich eine oder mehrere der Größen  $R$ ,  $\kappa$  und  $K$  geändert haben. Die Abweichung zwischen Sollwert und Istwert der Drehzahl oder eines anderen Kennlinienparameters wie Schaufelstellung oder Kompressorleistung, dient somit als Korrekturgröße, die anzeigt, daß der tatsächliche Verlauf der Pumpgrenze im Kennfeld von dem vorausgesetzten Verlauf abweicht. Diese Abweichung beruht, durch entsprechende Korrektur innerhalb der Berechnung der Kennfeldkoordinaten gemäß Formel (1) für die Bestimmung der Regelgrößen oder durch direkte Aufschaltung einer entsprechenden Korrekturgröße auf die Regelung berücksichtigt werden. Andererseits kann durch Betreiben des Kompressors mit einem Normgas mit bekannten Werten für  $R$  und  $\kappa$  festgestellt werden, ob eine Abweichung zwischen Soll- und Istwert der Drehzahl eine Verschmutzung des Kompressorsystems anzeigt. In diesem Fall kann durch ein Warnsignal eine entsprechende Wartung oder Stillsetzung des Systems veranlaßt werden.

Die Erfindung wird im folgenden anhand der Zeichnungen näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 die verallgemeinerte Darstellung des Kennfeldes eines Kompressors mit Pumpgrenze, Abblaselinie und Kennlinien konstanter Drehzahl;

Fig. 2 eine schematische Darstellung des Verlaufs des rechnerischen Vergleichs;

Fig. 3 eine komplette schematische Darstellung der Einrichtung zur Pumpgrenzregelung eines Kompressors.

Die Pumpgrenze  $P$  eines Kompressors ist im Kennfeld mit den Koordinaten  $\dot{V}$  und  $\Delta h_{sd}$  wie in Fig. 1 dargestellt, eindeutig definiert. Die Lage der Pumpgrenze ist unabhängig von Änderungen der Parameter Saugdruck, Enddruck, Temperatur, Gaskonstante oder Isentropenexponent.

Während Größen wie Drücke und Temperaturen leicht meßbar sind, sind Gaskonstante  $R$  und Isentropenexponent  $\kappa$  nicht direkt meßbar, jedenfalls nicht schnell und wirtschaftlich genug. Gasanalysen nehmen oft erhebliche Zeit in Anspruch, so daß die Meßergebnisse zu spät vorliegen und für die Regelung des Entlastungsventils unbrauchbar sind. Das erfindungsgemäße Verfahren, das Änderungen dieser Größen erfassen und berücksichtigen kann, setzt voraus, daß bei der Variation der Gaszusammensetzung stets ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Isentropenexponenten  $\kappa$  und der Gaskonstante  $R$  besteht.

Dies ist z. B. dann stets gewährleistet, wenn die Gaszusammensetzung durch Zumischung eines Gases konstanter Zusammensetzung verändert wird oder auch, wenn mehrere Gase zugemischt werden, die ähnliche Gaskonstanten oder Isentropenexponenten haben. Ganz allgemein kann gesagt werden, daß das Verfahren immer dann anwendbar ist, wenn für alle vorkommenden Gaszusammensetzungen eine eindeutige Relation zwischen der Gaskonstanten  $R$  und dem Isentropenexponenten  $\kappa$  besteht.

Erfindungsgemäß wird von einer Normzusammensetzung des Gases ausgegangen, bei der  $R$  und  $\kappa$  einen vorgegebenen bekannten Wert haben. Für dieses Normgas werden nun, unabhängig von der wirklichen Gaszusammensetzung, aus den Meßwerten die Förderhöhe und der Ansaugvolumenstrom als Kennfeldkoordinaten errechnet. Aus den Formeln (1) und (2) erhält man die rechnerischen Werte  $\Delta h_{sdr}$  und  $\dot{V}_r$ .

Wird Gas mit einer abweichenden Zusammensetzung gefahren, weichen die aktuellen Werte  $\Delta h_{sda}$  und  $\dot{V}_a$  von den rechnerischen Werten  $\Delta h_{sdr}$  und  $\dot{V}_r$  ab.

Gemäß Fig. 1 verläuft durch jeden Arbeitspunkt mit den Koordinaten  $\dot{V}$  und  $\Delta h_{sd}$  genau eine Kennlinie  $K$ .  $K'$

mit konstanter Drehzahl  $n_1$ ,  $n_2$  usw. Somit gehört auch zu den rechnerischen Werten  $\Delta h_{adr}$  und  $\dot{V}_r$  eine eindeutige rechnerische Drehzahl  $n_r$ . Es gilt ferner die Gleichung

$$\frac{\Delta h_{ad}}{\Delta h_{ud}} = \frac{n^2}{n_r^2} \quad (3)$$

wonach zu der wirklichen Förderhöhe  $\Delta h_{ada}$  und dem wirklichen Durchfluß  $\dot{V}_s$  eine Drehzahl  $n_s$  gehört.

Diese Drehzahl ist die tatsächliche Istdrehzahl, die durch Messung der Drehzahl der Antriebsturbinen sehr leicht und sehr genau meßbar ist.

Setzt man weiterhin voraus, daß das Kennfeld des Kompressors ( $\Delta h_{ad}$  über  $\dot{V}$ ) rechnerisch oder experimentell bestimmt wurde und bekannt ist und setzt man weiterhin voraus, daß der Isentropenexponent  $\kappa$  eine eindeutige Funktion von der Gaskonstanten  $R$  ist ( $\kappa = F(R)$ ) sind damit alle Daten bekannt, um  $\kappa$  zu bestimmen. Dies geschieht gemäß Fig. 2 wie folgt:

Aus den Größen  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $T_1$  bestimmt der Rechner 1 unter Zuhilfenahme von  $R_r$  und  $\kappa_r$  die theoretische Förderhöhe beim Normzustand ( $\Delta h_{adr}$ ). Der Rechner 2 bestimmt aus Wirkdruck  $\Delta p$ , Saugdruck  $p_1$  und Saugtemperatur  $T_1$  sowie der Normgaskonstanten  $R_r$  den theoretischen Volumenstrom. Im Rechner 3 ist entweder der Verlauf der Kompressorkennlinien in Form mathematischer Gleichungen oder in Form einer Matrix mit der jeweiligen theoretischen Drehzahl  $n_r$  als Inhalt der Matrix dargestellt. Der Rechner 3 berechnet entweder die rechnerische Drehzahl  $n_r$  oder liest sie direkt aus dem Matrixspeicher ab.

Diese rechnerische Drehzahl wird nun im Vergleich 4 mit der tatsächlich gemessenen Drehzahl  $n_s$  verglichen. Stimmt die Istdrehzahl mit der rechnerischen Drehzahl überein, so stimmt auch die tatsächliche Gaszusammensetzung mit der Normzusammensetzung überein. Weicht jedoch die gemessene Drehzahl von der rechnerischen Drehzahl ab, liegt eine abweichende Gaszusammensetzung vor. Dann stimmt auch die Relation der im Kennfeld vorgegebenen Abblaselinie  $A$  zum errechneten Arbeitspunkt nicht mit der zum tatsächlichen Arbeitspunkt überein, und die Pumpgrenzregelung arbeitet falsch. Dies muß durch Berücksichtigung der geänderten Gaszusammensetzung korrigiert werden.

Ein gangbarer, aber sehr schwieriger Weg wäre es, anhand der Formeln (1) und (2) sowie aus dem bekannten Zusammenhang zwischen  $R$  und  $\kappa$  die Größen  $R_s$  und  $\kappa_s$  das heißt die tatsächliche Gaskonstante und den tatsächlichen Isentropenexponenten, zu berechnen. Diese Werte für  $R$  und  $\kappa$  können dann in die Formeln für  $\Delta h_{ad}$  und  $\dot{V}$  eingesetzt werden, und es ergeben sich die tatsächliche Förderhöhe und der tatsächliche Durchfluß. Diese beiden Größen können als Sollwert und Istwert einer üblichen Pumpgrenzregelung aufgeschaltet werden, die den Kompressor vor dem Pumpen schützt.

Diese Regelung selbst kann z. B. gemäß Fig. 1 wie folgt arbeiten: Entsprechend der  $\Delta h_{adr}$ -Formel bestimmt ein Rechner die tatsächliche Förderhöhe des Kompressors. Durch Spiegelung an der Abblaselinie  $A$  wird hieraus der minimal zulässige Ansaugdurchfluß  $\dot{V}_{soll}$  bestimmt. Dieser wird mit dem tatsächlich gemessenen Durchfluß  $\dot{V}_{ist}$  verglichen. Solange der gemessene Durchfluß  $\dot{V}_{ist}$  größer ist als der minimal zulässige  $\dot{V}_{soll}$  bleibt das Abblaseventil geschlossen. Erst bei Unterschreiten von  $\dot{V}_{soll}$  öffnet das Abblaseventil.

Eine einfachere Möglichkeit, Änderungen der Gaszusammensetzung zu berücksichtigen, besteht darin, aus der Abweichung der Drehzahlen empirisch auf eine Verschiebung der Pumpgrenze zu schließen und die Abblaselinie selbsttätig entsprechend zu verschieben. Ein solches Verfahren soll nachfolgend genauer beschrieben werden.

Gibt man in eine Pumpgrenzregelung, wie zuvor beschrieben, statt der richtigen Daten für  $\kappa$  und  $R$  nur die Daten des Normzustandes, so führt dies bei vom Normzustand abweichender Gaszusammensetzung zu einem Fehler. Es wird eine falsche Förderhöhe und ein falscher Durchfluß errechnet. Das Pumpen des Kompressors wird an einer anderen Stelle eintreten als auf der in Fig. 1 definierten Pumpgrenze  $P$ . Die tatsächliche Pumpgrenze verschiebt sich abhängig vom Unterschied zwischen dem aktuellen Gaszustand und dem Normzustand. Diese Verschiebung hängt eindeutig von der Variation der Gaszusammensetzung ab. Da  $\kappa$  eine eindeutige Funktion von  $R$  ist, wie eingangs unterstellt, ist auch diese Verschiebung eindeutig. Da außerdem festgestellt wurde, daß die Drehzahlabweichung zwischen rechnerischer Drehzahl  $n_r$  und der Istdrehzahl  $n_s$  ausschließlich von der Gaszusammensetzung abhängt, ist die Drehzahlabweichung auch ein eindeutiges Maß für die Verschiebung der Pumpgrenze.

Dieser Einfluß ist in der Regel nichtlinear, so daß es sich anbietet, die Drehzahlabweichung auf einen Funktionsgeber zu schalten und vom Ausgang des Funktionsgebers die Verschiebung der Abblaselinie steuern zu lassen. Die praktischste Art und Weise, dies zu realisieren, besteht darin, daß man den theoretischen Verlauf der Pumpgrenze bei verschiedenen Gaszusammensetzungen ermittelt und graphisch aufträgt. Weiterhin wird die Drehzahlabweichung ermittelt und ein Funktionsgeber auf diesen Zusammenhang eingestellt. Fig. 3 zeigt das Schema einer solchen Pumpgrenzregelung.

Ein Kompressor 10 wird von einer Turbine 11 angetrieben. In der Saugleitung 13 wird mit einem Meßumformer 15 die Druckdifferenz (Wirkdruck) an einer Drosselstelle 17 und ferner mit einem Druckfehler 19 der Saugdruck und mit einem Temperaturfühler 21 die saugseitige Temperatur gemessen. Aus diesen Größen wird im Rechner 1 (vgl. Fig. 2) unter Verwendung der Gaskonstanten  $R_r$  für die Normalzusammensetzung des Gases der rechnerische Ansaugdurchfluß  $\dot{V}_r$  bestimmt. Am Kompressorauslaß 23 wird mit einem Druckfühler 25 der Enddruck bestimmt und hieraus sowie aus den saugseitigen Meßgrößen wird in dem zweiten Rechner 2 unter Verwendung der Werte  $R_r$  und  $\kappa_r$  für die Normalzusammensetzung des Fördergases die Förderhöhe  $\Delta h_{adr}$  ermittelt. In einem Rechner oder Matrixspeicher 3 wird die zu den Werten  $\dot{V}_r$  und  $\Delta h_{adr}$  gehörende rechnerische Drehzahl  $n_r$  bei Normalzusammensetzung des Gases ermittelt. Diese wird mit der an der Welle der Turbine 11 mittels eines Drehzahlgebers 27 gemessenen tatsächlichen Drehzahl  $n_s$  in einem Differenzglied 29 verglichen.

Die von den Rechnern 1 und 2 errechneten Werte  $\dot{V}_r$  und  $\Delta h_{adr}$  dienen ferner als Regelgrößen für die Regelung

eines vom Kompressorauslaß 23 abzweigenden Entlastungsventil 31. Der Wert der Förderhöhe  $\Delta h_{adr}$  wird einem Funktionsgeber 33 zugeführt, in welchem der Verlauf der Abblaselinie gespeichert wird. Der Funktionsgeber 33 erzeugt für jeden Wert von  $\Delta h_{adr}$  den zugehörigen durch die Abblaselinie A festgelegten Sollwert  $V_{soll}$  des Ansaugstroms (vgl. Fig. 1). Dieser Ausgang  $V_{soll}$  des Funktionsgebers 32 wird in einem Differenzglied 35 mit dem Istwert  $\dot{V}$  verglichen und hieraus eine Regeldifferenz gebildet, die als Eingangssignal einem Regler 37 zugeführt wird, dessen Ausgangssignal das Entlastungsventil 31 öffnet, wenn die Abblaselinie A im Kennfeld überschritten wird, so daß durch Senken des Enddruckes und/oder Erhöhen des Durchflusses durch den Kompressor das Pumpen verhindert wird.

Das Ausgangssignal des Differenzgliedes 29 wird einem Funktionsgeber 39 zugeführt, der aufgrund der Abweichung der rechnerischen Drehzahl  $n_r$  von der tatsächlichen Drehzahl  $n_a$  eine festgelegte Korrekturgröße erzeugt, die den nichtlinearen Zusammenhang zwischen der Drehzahlabweichung und der erforderlichen Korrektur der Pumpgrenze bzw. Abblaselinie im Kennfeld nach Fig. 1 berücksichtigt. Die vom Funktionsgeber 39 erzeugte Korrekturgröße wird durch ein Summierglied 41 dem vom Funktionsgeber 33 erzeugten Sollwert  $V_{soll}$  hinzuaddiert, so daß die Regelung des Entlastungsventils an die geänderte Gaszusammensetzung angepaßt wird.

Änderungen und Ausgestaltungen der beschriebenen Ausführungsformen sind im Rahmen der Erfindung möglich. So kann die vom Funktionsgeber 39 erzeugte Korrekturgröße auch dem vom Rechner 1 erzeugten Istwert  $\dot{V}$ , oder der vom Differenzglied 35 erzeugten Regeldifferenz hinzuaddiert werden. Ferner ist es möglich, die Korrekturgröße nicht rein additiv, sondern multiplikativ oder gleichzeitig additiv und multiplikativ der Regelgröße hinzuzufügen. Additive Hinzufügung bedeutet eine Parallelverschiebung, multiplikative Hinzufügung eine Drehung der Pumpgrenze P bzw. Abblaselinie A im Kennfeld nach Fig. 1.

Falls die Regelung an einer mehrstufigen Kompressoranlage durchgeführt wird, ist es möglich, das beschriebene Verfahren nicht über alle Stufen, sondern nur über eine oder mehrere Stufen anzuwenden.

Statt der Drehzahl können auch andere Parameter herangezogen werden, die eindeutig eine durch den jeweiligen Arbeitspunkt verlaufende Kennlinie definieren. Ein solcher Parameter ist z. B. die Leitschaufelstellung, insbesondere bei Kompressoren, die mit konstanter Drehzahl betrieben und durch Verändern der Leitschaufelstellung gesteuert werden. Ferner ist es möglich, anstelle der Drehzahl die Antriebsleistung des Kompressors zu verwenden.

Wie eingangs erwähnt, können mit dem erfindungsgemäßen Verfahren nicht nur Änderungen der Gaszusammensetzung, sondern auch z. B. verschmutzungsbedingte Änderungen der Kompressor-geometrie erfaßt und berücksichtigt werden. Hierzu wird der Kompressor mit einem Fördergas mit Normzusammensetzung betrieben, dessen Werte für  $R$  und  $\kappa$  bekannt und mit den im Rechner 1 und 2 verwendeten Daten identisch sind. In diesem Fall sollten der Sollwert  $n_r$  und Istwert  $n_a$  der Drehzahl gleich sein, so daß am Differenzglied 29 kein Ausgangssignal auftritt. Tritt trotzdem ein Signal vom Differenzglied 29 auf, dann kann daraus geschlossen werden, daß sich die Geometrie des Kompressors z. B. durch Verschmutzung geändert hat. In diesem Fall kann das vom Differenzglied 29 erzeugte Signal dazu verwendet werden, einen Warnsignalgeber 43 anzusteuern, welcher eine Anzeige dafür liefert, daß der Kompressor gewartet bzw. bei Gefahr auch stillgesetzt werden muß.

Sollte ein Gas mit Normzusammensetzung ( $R_n$ ,  $\kappa_n$ ) nicht verfügbar sein, kann diese Überprüfung auch mit einem anderen Gas mit bekannten Werten für  $R$  und  $\kappa$  gemacht werden. In diesem Fall wird sich auch bei sauberem Kompressor eine Abweichung zwischen  $n_r$  und  $n_a$  im Differenzglied 29 einstellen.

In einem separaten Rechengang außerhalb der in Fig. 3 dargestellten Anordnung muß nach dem vorbeschriebenen Verfahren diese Abweichung für einen sauberen Kompressor ermittelt werden. Ein Vergleich dieser rechnerisch ermittelten Abweichung mit dem Ausgangssignal des Differenzgliedes 29 ergibt, ob eine Verschmutzung oder eine sonstige Veränderung der Kompressor-geometrie vorliegt.

3544822

Nummer:  
Int. Cl.4:  
Anmeldetag:  
Offenlegungstag:

35 44 822  
F 04 D 27/02  
18. Dezember 1985  
19. Juni 1987

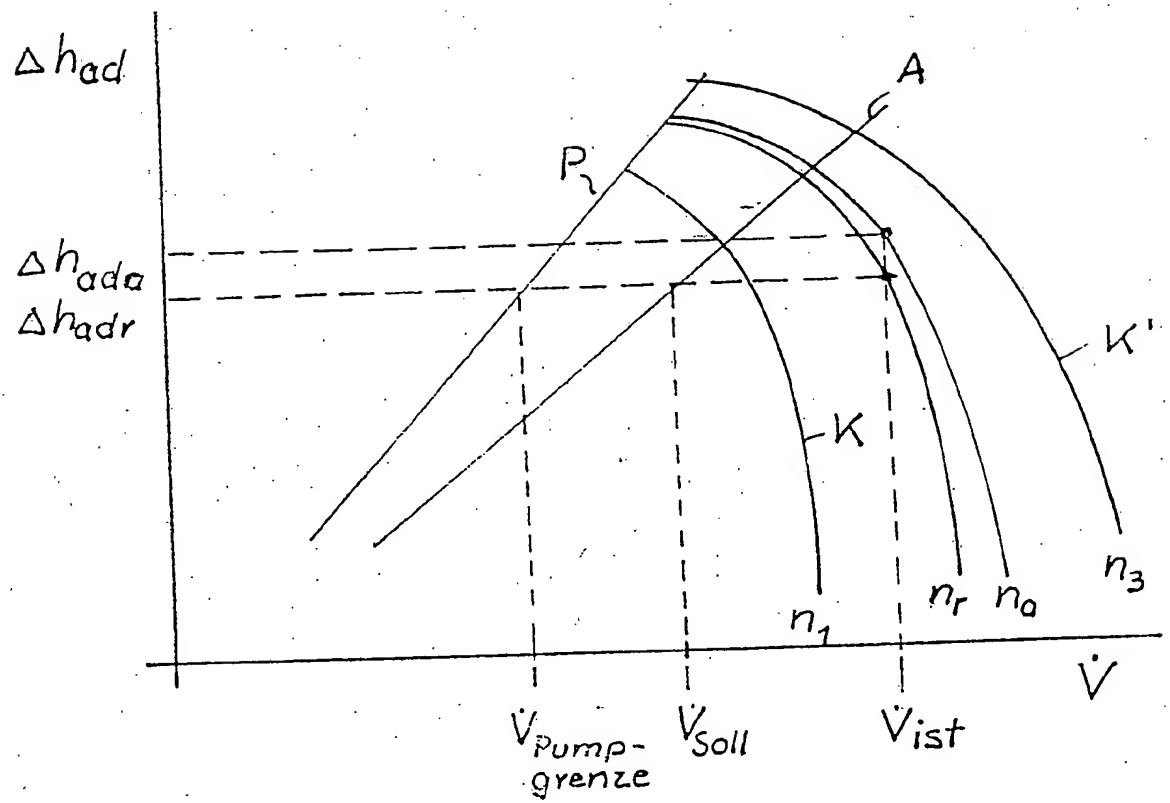


Fig. 1

3544822

10-10-85

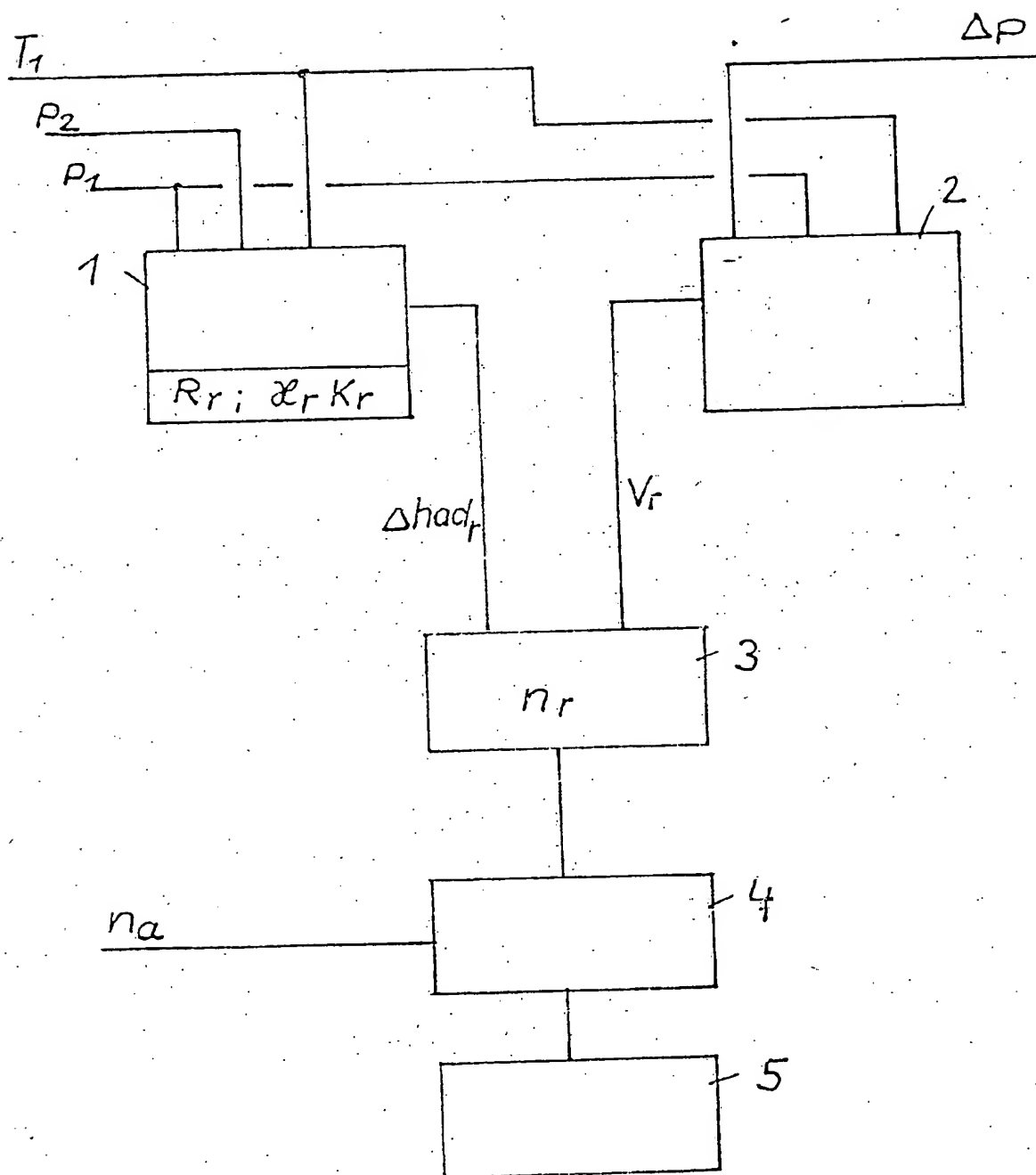


Fig. 2

3544822

1 1285

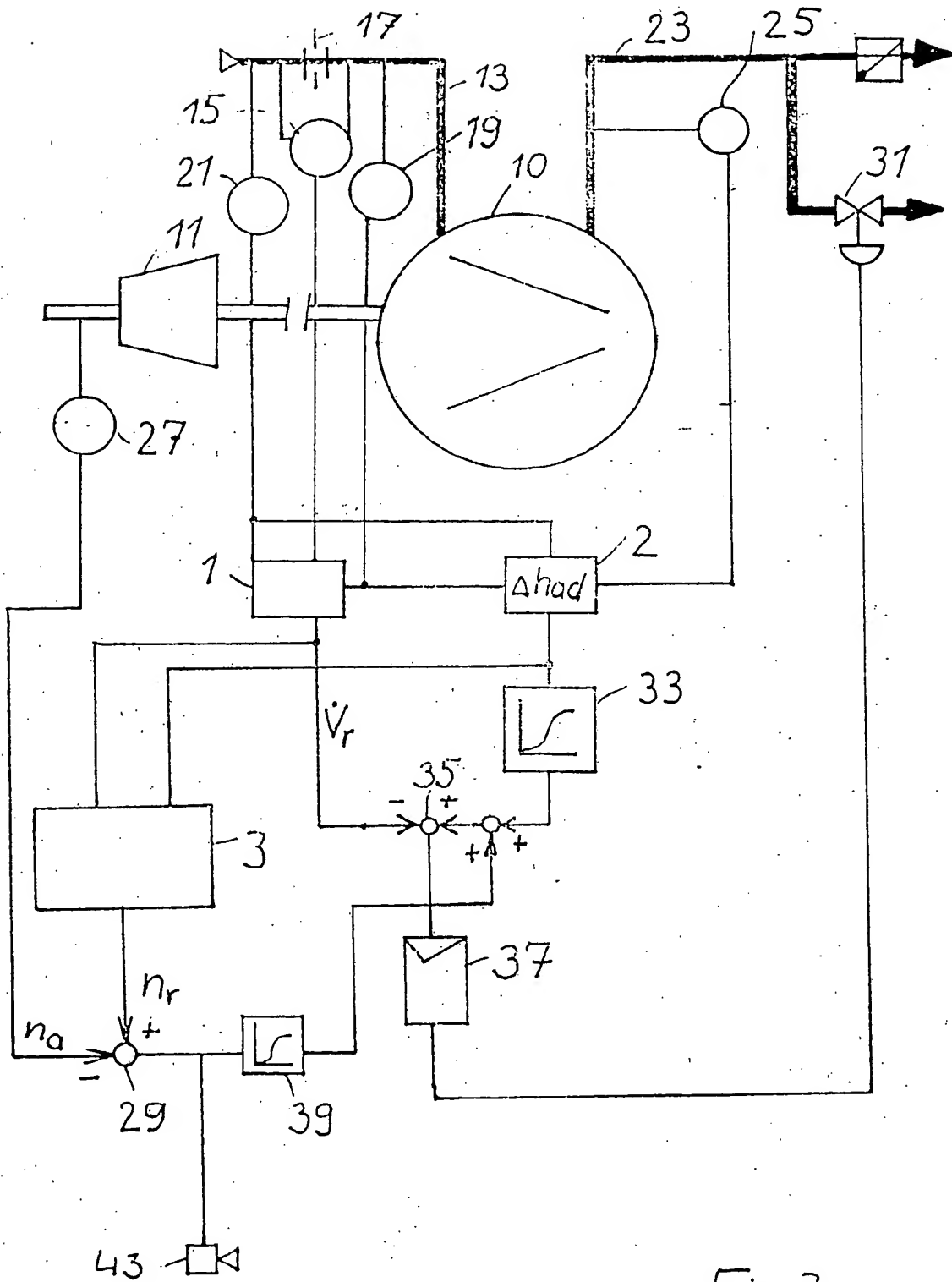


Fig. 3

ORIGINAL INSPECTED